

Amélioration des paramètres techniques pour une résistance durable de la presse hydraulique motorisée au Bénin

**Koéssi Lié Barnabé ZOKPODO^{1*}, Ephrème Dossavi DAYOU¹, Agossou HOUNYEVOU KLOTOE²
et Paul HOUSSOU²**

¹ *Université d'Abomey-Calavi, Faculté des Sciences Agronomiques, Ecole d'Aménagement et de Gestion de l'Environnement, 01 BP 526 Cotonou, Bénin*

² *Institut National des Recherches Agricoles au Bénin, Programme Technologie Agricole Alimentaire, 01 BP 2359 Cotonou, Bénin*

* Correspondance, courriel : hzokpodo@yahoo.fr

Résumé

L'objectif de cette étude est d'évaluer et d'améliorer les paramètres techniques pour assurer une résistance durable d'une presse hydraulique motorisée conçue par le Programme Technologie Agricole Alimentaire de l'Institut National des Recherches Agricoles du Bénin (PTAA / INRAB). Les paramètres évalués sont le débit et la pression à fournir par le système hydraulique, la résistance du châssis et la puissance du moteur. Les résultats de cette évaluation montrent que le système hydraulique de la presse mise au point est efficace et permet d'atteindre des taux d'humidité acceptables pour la production de gari en peu de temps. La force à développer par le vérin est de 317700 N, la pression admissible est de 335,72 bars avec un moteur d'au moins 10,51 kW de puissance. La charge supportée par le châssis est 158850 N. Le châssis de la presse ne remplit pas actuellement les conditions nécessaires pour supporter une telle sollicitation. Il doit être remplacé par un profilé UPN 200. Ainsi, tout comme dans divers domaines industriels, les équipements hydrauliques peuvent être utilisés pour le pressage de la pulpe de manioc.

Mots-clés : *mécanisation, pressage, manioc, Bénin.*

Abstract

Improvement of technical parameters for sustainable resistance of motorized hydraulic press in Benin

The objective of this study is to improve the technical parameters to ensure a sustainable resistance of a motorized hydraulic press designed by the Program Agricultural and Food Technologies of the National Institute of Agricultural Research of Benin (PTAA / INRAB). The parameters evaluated are the flow rate and the pressure to be supplied by the hydraulic system, the resistance of the chassis and the power of the engine. The results of this evaluation show that the press hydraulic system developed is efficient and achieves acceptable humidity levels for cassava flour production in a short period of time. The force to be developed by the cylinder is 317700 N, the allowable pressure is 335.72 bar with an engine of at least 10.51 kW of power. The load supported by the chassis is 158850 N. The chassis of the press does not currently meet the conditions necessary to withstand such a stress. It must be replaced by a UPN 200 profile. Thus, as in various industrial fields, hydraulic equipment can be used for pressing cassava pulp.

Keywords : *mechanization, pressing, cassava, Benin.*

1. Introduction

Le manioc est l'un des produits vivriers de grande consommation dans plusieurs pays du monde [1]. Il est riche en amidon et est consommé par des millions de personnes en Afrique occidentale et dans certaines régions de l'Afrique Orientale et Centrale. Au Bénin, il est consommé sous diverses formes et le gari en est la principale. Sa contribution locale à la couverture des besoins énergétiques est de 21,8 % [2, 3]. De nombreux avantages sont procurés par la production du gari dans la plupart des villages producteurs du Bénin et cette activité fait actuellement du manioc une culture incontournable dans la lutte contre la pauvreté et un important atout pour la réalisation de la rente dans les milieux ruraux. Malheureusement, sa conservation fraîche reste encore non maîtrisée. En effet, le manioc frais est fortement périssable, avec une durée de conservation de moins de 3 jours. De ce fait, la transformation, qui fournit des aliments à longue conservation avec une valeur ajoutée, est importante [4]. La production de gari est l'une de ces méthodes de transformation. Ainsi, à l'image du maïs, du blé et de la pomme de terre qui dominent les marchés mondiaux lucratifs des produits à base d'amidon, le manioc peut devenir une matière première de base, pour la préparation d'une série de produits finis ou semi-finis. Cette transformation du manioc pourrait générer de la valeur ajoutée et contribuer à la croissance économique des pays en voie de développement [5]. Divers projets et programmes de développement (Programmes de développement des racines et tubercules) ont appuyé l'augmentation de la production ainsi que l'amélioration des technologies de transformation telles que le râpage et le pressage qui sont respectivement les troisième et quatrième opérations après l'épluchage et le lavage.

C'est ainsi qu'environ 82 % et 60 % des productrices de gari utilisent respectivement la râpeuse et la presse manuelle à vis d'une capacité de 1 tonne/heure pour la première et de 30 à 60 kg / opération pour la seconde [6]. L'introduction de ces deux équipements a un avantage net sur le revenu des différents producteurs [7]. Cependant, le problème de la rapidité du pressage se pose avec acuité. En effet, l'utilisation des presses manuelles ralentit le processus de transformation et exige plusieurs jours avant d'atteindre la teneur en eau acceptable dans la pulpe de manioc. Ainsi, afin d'augmenter davantage la productivité à travers la rapidité et l'efficacité des opérations, la motorisation des étapes de transformation et prioritairement de l'opération de pressage apparaît importante dans le but de soulager les femmes pour cette opération nécessitant tant d'effort physique. Par ailleurs, la râpeuse et la presse mécanique n'ont pas les mêmes capacités de transformation, si bien que les gros producteurs de gari sont souvent obligés de disposer de plusieurs presses à vis pour une seule râpeuse. Il en est de même lors de la production de la farine panifiable de manioc où la faible capacité de la presse mécanique vient ralentir le rythme de la transformation après le râpage. Eu égard à tout ce qui précède, le PTAA a développé une presse motorisée de grande capacité en vue d'améliorer la technologie actuelle de pressage utilisée lors de la transformation du manioc. La présente étude évalue et fait un dimensionnement des paramètres techniques de ladite presse afin d'améliorer sa résistance.

2. Matériel et méthodes

2-1. Présentation et fonctionnement de la presse hydraulique motorisée

La conception et la fabrication de la presse sont réalisées dans la station du Programme de Technologie Agricole Alimentaire (PTAA) du Centre de Recherches Agricoles d'Agonkanmey (CRA-Agonkanmey) de l'Institut National des Recherches Agricoles du Bénin (INRAB), sis à Porto-Novo. La presse motorisée mise au point est présentée par la *Figure 1*.



Figure 1 : Présentation d'une presse hydraulique motorisée

D'une longueur de 270 cm, largeur 160 cm et une hauteur de 227, cette presse est composée de trois parties essentielles que sont le moteur, le circuit hydraulique et le châssis auxquelles s'ajoutent les accessoires. Mis en marche à l'aide d'une manivelle ou un démarreur, le moteur diesel de 10 CV entraîne la pompe par l'intermédiaire d'un système de poulies et courroies. Cette rotation de la pompe provoque l'aspiration de l'huile hydraulique contenue dans le réservoir d'huile et ensuite son refoulement sous pression vers le distributeur. Lorsqu'aucune action n'est exercée sur la manette du distributeur, l'huile aspirée est aussitôt refoulée en retour vers le réservoir. Lorsque la manette du distributeur est tirée vers le bas, l'huile est refoulée vers le vérin ; ce qui provoque la sortie de sa tige qui assure le pressage de la pulpe de manioc. A la fin du pressage et lorsque le levier du distributeur est manœuvré vers le haut, l'huile est refoulée au vérin par une autre voie ; ce qui provoque la rentrée de la tige du vérin. La presse est conçue principalement pour le pressage de la râpure de manioc. Toutefois, elle peut servir à presser la pâte de soja, d'arachide, tourteau d'ananas ou pomme d'acajou.

2-2. Conception de la presse hydraulique motorisée

La conception de la presse motorisée est une inspiration faite à partir de la presse à vis manuelle. Cette conception est précédée d'une enquête préliminaire auprès des transformateurs et transformatrices installés dans les départements du Plateau et de l'Atlantique au Bénin qui ont exprimé la pénibilité des opérations de pressage en terme de durée, main d'œuvre et performances de la presse à vis manuelle. Cette presse motorisée une fois conçue a été testée en station.

2-3. Pression théorique utile pour le pressage

La pression théorique de pressage a été estimée en appliquant la loi de Darcy.

Estimation du volume réel d'eau à extraire :

$$w_w = \frac{\omega \cdot W}{1 + \omega} \quad (1)$$

W_w étant la masse de l'eau, ω la teneur en eau du manioc et W la masse de pulpe à presser par opération. Le volume V d'eau contenu dans une quantité W de pulpe de manioc est alors :

$$V = \frac{\omega \cdot W}{\rho_{eau} \cdot (1 + \omega)} \quad (2)$$

Appliquons la loi de Darcy pour un écoulement unidimensionnel à basse vitesse :

On s'intéresse à des écoulements où le milieu est saturé par une seule phase fluide. Si l'écoulement se fait à une vitesse assez faible pour que le nombre de Reynolds, défini à partir de la taille des pores et de la vitesse locale, soit très inférieur à l'unité, on peut admettre, en écoulement stationnaire, que les gradients de pression sont proportionnels à la vitesse d'écoulement dans les pores (loi de Poiseuille appliquée à chaque pore). Cette relation de proportionnalité, valable pour tous les pores individuellement, se conserve si on fait la moyenne du débit et des gradients de pression sur un volume grand devant la taille des pores. Pour un échantillon de longueur L et de section A , le débit volumique Q vérifie donc :

$$\Delta p = \frac{Q \cdot \eta \cdot L}{k \cdot A} \quad (3)$$

K étant la perméabilité, caractéristique du milieu poreux, ΔP la variation de pression entre les deux extrémités de l'échantillon, η la viscosité dynamique du liquide qui s'écoule.

2-4. Calcul de la force de pressage

La force nécessaire au pressage est calculée par la **Formule** :

$$F_m = \frac{\pi D^2 \cdot \eta_{hm} \cdot P_u}{4} \quad (4)$$

F_m étant l'intensité de la force nécessaire pour le pressage, P_u la pression utile ; $P_u = \Delta P$, D le diamètre de la cage cylindrique de pressage.

2-5. Dimensionnement du châssis

La presse a été dimensionnée pour presser 200 kg de pulpe de manioc. Afin de minimiser les risques, les coefficients de sécurité ont été choisis. Les résultats obtenus sont comparés aux normes théoriques admissibles en Résistance des Matériaux. On considère le cadre représenté par la **Figure 2** en UPN 140.

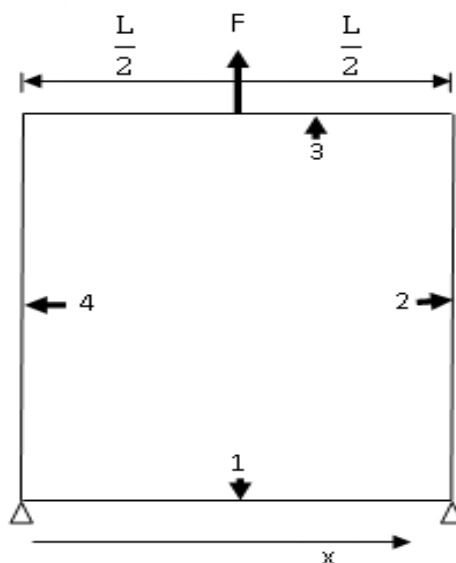


Figure 2 : Présentation simplifiée du châssis de la presse motorisée

La poutre 3 de longueur $L = 970$ mm et de section constante est encastrée à ses deux extrémités et soumise à une force concentrée à mi-portée $F = 158850$ N. Les colonnes 2 et 4 de longueur $L = 1500$ mm sont soumises au flambage. Le dispositif étant relativement symétrique, nous supposons que la poutre n'est soumise à aucune sollicitation suivant l'axe x.

2-6. Évaluation des performances du système hydraulique

Les caractéristiques de fonctionnement de la pompe qui sont : le débit, la puissance absorbée et à fournir, et la puissance délivrée ont servi de base de vérification de cette pompe. La force nécessaire à développer par le vérin a été évaluée. Cette force rapportée à l'unité de surface donne la pression nécessaire à fournir par le vérin. Les forces qui s'opposent à l'effort de poussée à l'intérieur du vérin sont estimées à environ 10 %. La tige du piston est également dimensionnée au flambage en fonction de la même charge en se référant à la charge critique d'Euler :

$$F_c = \frac{E \cdot I \cdot \pi^2}{L^2} \quad (5)$$

F_c étant la charge critique d'Euler (N), E le module d'élasticité d'Young ($= 210.000$ N / mm² pour l'acier), I le moment quadratique en flexion ($I = \pi \cdot d^4 / 64$) en mm⁴, d : le diamètre de la tige du vérin (mm), L la longueur de flambement (mm); la tige ayant une extrémité encastrée et la seconde encastrée mobile (selon l'axe vertical), $L = L_0 / 2$. Les tuyaux ont été mesurés d'après leur diamètre extérieur et l'épaisseur de leur paroi. Le diamètre intérieur (diamètre extérieur moins deux fois l'épaisseur de la paroi) a permis de déterminer le diamètre d'écoulement.

3. Résultats

3-1. Paramètres pris en compte dans le choix des différentes composantes du complexe hydraulique

Le **Tableau 1** renseigne sur les paramètres pris en compte dans le choix des différentes composantes du complexe hydraulique.

Tableau 1 : Eléments de dimensionnement du système

Paramètres de dimensionnement	Unité	Estimation
Teneur en eau du manioc	-	70 %*
Volume total d'eau contenue dans 200 kg de pulpe de manioc	m ³	8,2353.10 ⁻²
Teneur en eau envisagée après pressage de la pulpe du manioc	-	40 %**
Volume réel d'eau à extraire	m ³	3,53.10 ⁻²
Débit maximal d'évacuation	m ³ /s	3,53.10 ⁻²
Pression utile de pressage	bar	11,0581273 ***

*Teneur en eau maximale du manioc (MUCHNIK et VINCK, 1984 ; ADEGBOLA et al., 2004 ; AKELY, AMANI et AZOUMA, 2010), ** Teneur en eau acceptable pour la production de gari (KOLAWOLE et al., 2012), *** Pression qui servira de base pour l'évaluation de la force maximale à déployer par le vérin.

3-2. Système hydraulique

Compte tenu de l'importance des efforts en compression / flexion et l'usage dont est destiné la presse hydraulique motorisée, les calculs suivant la compression / flexion sont privilégiés. La rentrée de la tige se faisant à vide, nous négligeons les efforts de traction. Le **Tableau 2** ressort la force et la pression de pressage ainsi que les paramètres nécessaires pour une résistance optimale du vérin aux différentes sollicitations.

Tableau 2 : Caractéristiques fonctionnelles du vérin

Désignation	Unité	Estimation
Force développée par le vérin	N	317700
Pression d'alimentation du vérin	bar	287,8
Diamètre minimal de la tige	mm	39,85
Vitesse minimale de sortie de la tige	M / s	0,02
Débit maximal à fournir au vérin	m ³ / s	2,45.10 ⁻⁴

Le choix de la pompe est conditionné par le débit à transporter et la pression d'exercice. Cette pression est davantage plus grande lorsque les pertes de charge deviennent importantes. Le **Tableau 3** énumère les caractéristiques de la pompe et de l'huile hydraulique utilisées.

Tableau 3 : Caractéristiques de la pompe et l'huile hydraulique

Désignation	Unité	Estimation
Masse volumique	kg/m ³	869,0
Viscosité cinématique à 40°C	mm ² /s	32,32
Viscosité cinématique à 100°C	mm ² /s	5,38
Débit admissible	l/min	16,905
Pression admissible	bar	335,72

L'huile hydraulique utilisée est la SHELL TELLUS OIL 32 qui est une huile d'origine minérale conçue à partir de la sélection d'huiles de base les plus nobles. Le **Tableau 4** ressort les dimensions des tuyaux et réservoir, et la puissance du moteur utilisé.

Tableau 4 : Caractéristiques des tuyaux, réservoir et moteur

Paramètres	Unités	Estimation
Débit à transporter	m ³ /s	2,45.10 ⁻⁴
Pression de service	bar	287,8
Diamètre de la conduite	mm	5,6 ≤ d ≤ 12,5
Vitesse d'écoulement	m/s	2,58
Puissance utile	kW	9,46
Puissance nette à fournir	kW	10,51
Volume du réservoir	L	30

Pour être de bonne qualité, la conduite doit être fabriquée en acier étiré à froid et exempt de toute soudure ou joint. Dans les catalogues de produits métallurgiques du groupe MAURIN, un acier inoxydable austénitique 316 L, étiré à froid sans soudure, de diamètre extérieur 13,5 mm et d'épaisseur 1,6 mm, peut supporter jusqu'à 5000 bars (Norme AFNOR : [Z3CND18.12.02]) et apparait adéquat pour les besoins actuels. Lors du

calcul de la puissance du moteur électrique, la pression d'aspiration de la pompe est supposée égale à la pression atmosphérique. Par ailleurs, les variations d'énergie cinétique entre l'aspiration et le refoulement, de même que la variation d'altitude ont été négligées. Le réservoir ainsi obtenu permettra de recueillir le fluide de travail nécessaire au fonctionnement de l'installation. Toutefois, il sert aussi au refroidissement du fluide par le circuit hydraulique. Sa taille s'adapte au débit de la pompe et au réchauffement qui en résulte.

3-3. Résistance des transverses et des colonnes

La traverse est la structure qui supporte le point d'application des efforts fournis par le vérin. Elle est représentée par deux barres identiques. La traverse est sollicitée en flexion lors des opérations de pressage. Pour cela, elle doit être assez solide pour ne pas fléchir lors des opérations. Cependant, les colonnes constituent les principaux supports sur lesquels sont encastrées les traverses. Leur dimensionnement en conséquence n'en demeure pas le moindre. Les diagrammes des efforts tranchants et des moments fléchissants sont représentés comme l'indique la **Figure 3**.

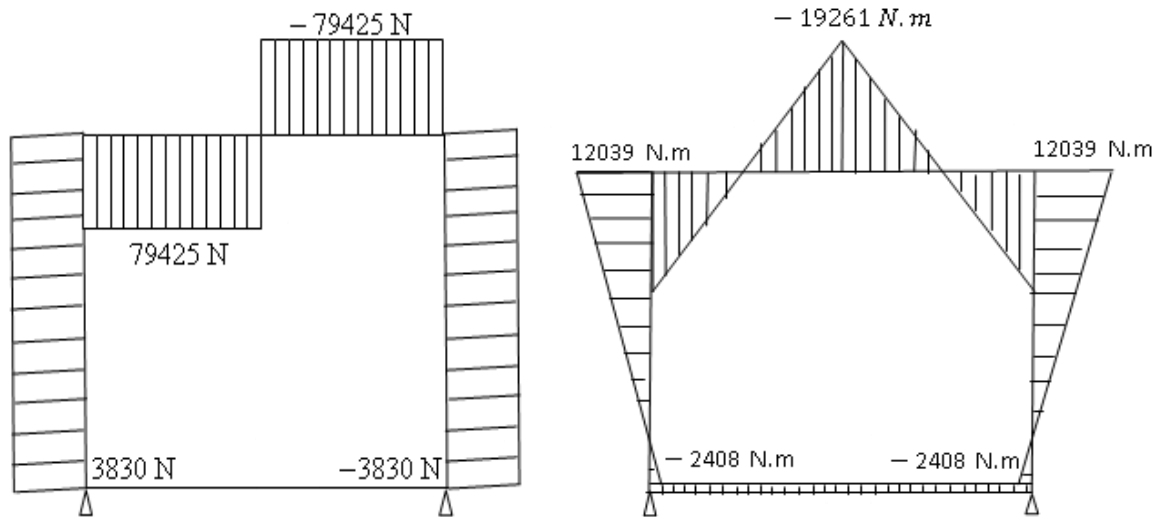


Figure 3 : *Diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissants*

On constate que le moment est maximal au point $L / 2$. Le **Tableau 5** montre les charges supportées par la structure comparativement aux charges admissibles.

Tableau 5 : *Charges supportées par le châssis*

Paramètres	Traverse (barre horizontale)	Colonne (barre verticale)
Charge supportée	158850 N	158850 N
M_{fmax}	19261 N.m	2408 N.m
$W_{el\ y}$	189892 ,87 mm ³	-
$N_{adm\ Rankine}$	-	275654 ,69 N

Si h est la hauteur du cylindre, e son épaisseur et p la pression de travail, en considérant la moitié isolée obtenue par une coupe fictive de la cage, passant par l'axe de révolution, les caractéristiques de la cage de pressage peuvent se résumer comme le montre le **Tableau 6**.

Tableau 6 : Caractéristiques de la cage de pressage

Paramètres	Unités	Valeurs
Rayon interne	mm	302,5
Epaisseur	mm	5
Hauteur	mm	900
Pression de service	bar	11,058

4. Discussion

4-1. Pression de pressage

La pression théorique escomptée pour dimensionner le système est de 11,058 kg / cm² (**Tableau 1**). Cette valeur est presque la moitié de 25 kg / cm² proposée par [8] lorsqu'ils constatent que l'utilisation de vérin de camion est possible pour la réalisation d'une presse hydraulique. Cependant, des valeurs extrêmement inférieures (69000 N / m²), soit 0,69 kg / cm² ont permis à [9] de réduire la teneur en eau de la pulpe de manioc jusqu'à 40 - 45 %, niveau acceptable pour la production du gari. Les mêmes auteurs ont révélé que l'augmentation de la pression a un effet sur la réduction de la teneur en eau de la pulpe de manioc. Dans tous les cas, la pression à exercer doit être fonction de la quantité de râpure à presser et de la durée des opérations. En effet, lors de la déshydratation de la pulpe de manioc, les particules sont contraintes alors que le liquide est libéré. De ce fait, l'efficacité de l'opération de pressage va varier en fonction du volume de la pulpe à presser, du temps de pressage et de la teneur en eau de la râpure du manioc. Tout ceci influe la pression à mettre en œuvre pour atteindre les objectifs fixés.

4-2. Par rapport au dimensionnement de la presse

L'effort de flambage (317700 N) (**Tableau 2**) auquel la tige du vérin est soumise nécessite que son diamètre soit supérieur à 39,85 mm [10]. Or le diamètre de la tige du vérin utilisé vaut 56 mm ; donc ce vérin résistera suffisamment au flambage. Les besoins en tuyauterie pour une sécurité en termes de pression à supporter se résument à un tuyau en acier d'épaisseur supérieure à 1 mm et de diamètre allant de 11 à 13 mm. Or le diamètre intérieur de la conduite utilisée est de 11 mm avec comme épaisseur 2,5 mm. Cette tuyauterie pourra bien sûr supporter 335,72 bars, pression maximale de service et desservir le débit escompté (**Tableau 3**). De plus, le corps du vérin étant fixé au support, la canalisation rigide utilisée est la mieux adaptée. Quant à la pompe dont est munie la presse hydraulique, elle apparaît suffisante pour répondre aux attentes d'après les expérimentations. Néanmoins, dans le catalogue du constructeur HYDRO LEDUC, la pompe X40 0514430 de cylindrée 41 cm³, pression maximale 350 voire 400 bars en pointe, faisant environ 2200 tr / min ; est aussi une alternative adéquate. Le moteur Diesel utilisé est la marque SIFANG S195G NM avec une puissance de 9,9 kW. Il peut fournir la puissance nécessaire surtout que le pressage se fait en discontinu. Le système installé travaille en discontinu, donc les réchauffements sont minimisés. Un réservoir de 30 litres comme celui utilisé permet de desservir la pompe et d'assurer aussi le refroidissement. En ce qui concerne les traverses du châssis de la presse (**Tableau 5**), le Tableau de dimensions (suivant la norme EN 10025-2 : 2004) donne pour un module de flexion $W_{ely} = 191.10^3$ mm³ un profilé UPN 200. Or le profilé utilisé pour la réalisation de la presse est UPN 140, qui est largement insuffisant pour supporter l'effort à fournir. Donc les deux traverses ne pourront pas résister aux efforts de flexion. Par ailleurs, la charge actuelle supportée par chaque colonne est de 158850 N. Puisque qu'il n'y aura de risque que lorsque cette charge va dépasser 275654,69 N [11], il ressort que les colonnes en UPN 140 résisteront au flambement. De même la cage doit être conçue avec une tôle en acier d'épaisseur supérieure à 4,7 mm. La tôle d'épaisseur 5 mm avec laquelle cette cage a été construite apparaît normale pour résister longtemps aux sollicitations.

5. Conclusion

Le présent travail montre que le système hydraulique de la presse hydraulique motorisée peut permettre de presser plus de 200 kg de pulpe de manioc et atteindre des taux d'humidité acceptables pour la production de gari et éventuellement d'autres produits. La force à développer par le vérin est de 317700 N, la pression admissible est de 335,72 bars avec un moteur d'au moins 10,51 kW de puissance. La charge supportée par le châssis est 158850 N. A l'état actuel, le bâti de l'équipement ne remplit pas les conditions nécessaires pour supporter de tels efforts de pressage. Pour promouvoir le développement de cet équipement et assurer sa résistance, les efforts doivent être orientés vers le changement de la traverse en profilé UPN 200, le cylindre de pressage doit être en acier inoxydable afin de minimiser les risques de contamination du gari par les métaux lourds. La pente de la barque de pressage doit être augmentée pour faciliter l'évacuation de l'effluent issu du pressage. Le bloc moteur-réservoir-distributeur doit être sur le même alignement que le bâti pour minimiser l'encombrement qui rend pénible les opérations de chargement et de déchargement.

Références

- [1] - FAO et FIDA, "L'économie du manioc dans le monde. Faits, tendances et perspectives". FAO et FIDA. Rome. Italie, (2000) 51 p.
- [2] - S. TRECHE, (édit) : Transformation alimentaire du manioc. Cirad-Orstom, Editions CTA, France, (1995) 25 - 35
- [3] - E. V. ZOHOUN, *Thèse d'ingénieur agronome*. FSA / UAC. Bénin, (2003) 109 p.
- [4] - E. OTI, O. OLAPEJU, S. DOHOU, E. MOUTAIROU, D. NANKAGNINO, G. A. KOMLAGA et G. M. LOUEKE, "Transformation du Manioc en Gari et en Farine Panifiable de Haute Qualité en Afrique de l'Ouest : manuel de formation". CORAF/WE CARD. Dakar, (2011) 40 p.
- [5] - G. AMANI, C. NINDJIN, B. N'ZUE, A. TSCHANNEN, D. AKA, Actes de l'atelier international UAA-CSRS-CNRA-I2T, 4-7 juin 2007, Abidjan, Côte d'Ivoire, (2007) 341 p.
- [6] - M. J. F. A. AKOTEGNON, Thèse d'Ingénieur Agronome. FSA/UNB. Bénin, (2000) 117 p.
- [7] - G. A. SINGBO et P. Y. ADEGBOLA, Actes de l'Atelier Scientifique de l'Institut National des Recherches Agricoles du Bénin, (2003) 166 - 172 p.
- [8] - J. C. IGBEKA, M. JORY and D. GRIFFON, *Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America*, Vol. 23 (1) (1992) 45 - 50
- [9] - O. P. KOLAWOLE, L. S. AGBETOYE and A. S. OGUNLOWO, *Global Advanced Research Journal of Food Science and Technology*, Vol. 1 (3) (2012) 044 - 048 p.
- [10] - L. STANISLAS, "Dimensionnement ou vérification d'un vérin au flambement". Mécanique-Flambement. Document ressource. Version du 29 Janvier (2011) 2 p.
- [11] - P. A. BOUCARD, "Cours de Dimensionnement des Structures Résistance des Matériaux. Chap. 7 - Le flambage". Génie Mécanique et Productique. Première année. Modules F112 et F213, (2013) 4 p.